

В.А. АБРАМОВ, канд. техн. наук, Харьковский аэрокосмический университет им. Жуковского “ХАИ”, **С.Н. КАВЕЦКИЙ**, НТУ “ХПИ”

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ СМЕЩЕНИЯ ДОЛБЯКА ПРИ НАРЕЗАНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА \overline{AI}

В статті розглянуті способи визначення коефіцієнтів зміщення довбняка при нарізанні зубчастих коліс планетарного механізму \overline{AI} . Наведено блок-схему алгоритма проведення розрахунків.

The methods of determination of displacement coefficients of shaping cutter at cutting of gear-wheels of planetary mechanism are considered in the article \overline{AI} . The algorithm flow block of conducting of calculations is given.

Введение. При нарезании зубчатых колес планетарных механизмов [1-3] возникает ряд проблем, связанных с выбором коэффициентов смещения изготавливаемых колес. В планетарном механизме числа зубьев всех колес определяют исходя из условий соосности, сборки, обеспечения заданного передаточного отношения, условия соседства, при этом сателлиты могут одновременно вступать в зацепление с несколькими зубчатыми колесами либо друг с другом. Все это вносит дополнительные ограничения и взаимосвязь выбираемых коэффициентов смещения между собой. Выбрать коэффициенты смещения с помощью известных блокирующих контуров для нарезания пары колес внешнего и внутреннего зацепления не удастся, так как для планетарных механизмов необходимо выполнение ряда условий, не отображенных на блокирующих контурах изолиниями.

Постановка задачи. При определении коэффициентов смещения зубчатых колес планетарных механизмов рассматривают два случая:

1-й случай связанных колес – присутствуют сателлиты, входящие в зацепление с несколькими колесами одновременно;

2-й случай несвязанных колес – отсутствуют сателлиты, входящие в зацепление с несколькими колесами одновременно.

При нарезании зубьев необходимо определить коэффициенты смещения долбняка для нарезания каждого из колес, входящих в состав планетарного механизма.

Основная часть. Использование известных блокирующих контуров применимо только для одной пары колес, что приводит к проблеме корректного определения коэффициента смещения для третьего колеса, входящего в состав зацепления (случай связанных колес), либо определения пары коэффициентов смещения (случай несвязанных колес). Но при этом использовать блокирующие контуры для одной пары возможно, если дополнительно ограничить их область, либо показать взаимосвязь контуров

для разных пар зубчатых колес между собой.

Так для схемы \overline{AI} , включающей в свой состав связанные колеса, расчеты можно провести в следующем порядке.

Используемый инструмент – долбяк:

1. Определяем станочные углы α_{c_1} и α_{c_2} зацепления для обоих колес [3]:

$$\alpha_{c_1} = \arccos \left(\cos \alpha_0 \cdot \frac{Z_1 + Z_u}{Z_1 + Z_u + 2 \cdot \xi_1} \right); \quad (1)$$

$$\alpha_{c_2} = \arccos \left(\cos \alpha_0 \cdot \frac{Z_2 + Z_u}{Z_2 + Z_u + 2 \cdot \xi_2} \right), \quad (2)$$

где ξ_1 и ξ_2 – коэффициенты смещения, задаваемые из блокирующего контура для пары колес $Z_1 - Z_2$ [3].

2. Находим инволюту угла зацепления α_{12} проектируемой передачи $Z_1 - Z_2$ [3]:

$$\text{inv} \alpha_{12} = \frac{Z_1 + Z_u}{Z_c} \cdot \text{inv} \alpha_{c_1} + \frac{Z_2 + Z_u}{Z_c} \cdot \text{inv} \alpha_{c_2} - 2 \cdot \frac{Z_u}{Z_c} \cdot \text{inv} \alpha_0, \quad (3)$$

где $Z_c = Z_1 + Z_2$.

3. Используя найденное значение инволюты угла зацепления, определяем угол зацепления, исходя из следующих соотношений:

$$\text{inv} \alpha = \text{tg} \alpha - \alpha. \quad (4)$$

4. Определяем межцентровое расстояние проектируемой передачи [3]:

$$A_{12} = m \cdot \frac{Z_c}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_{12}}. \quad (5)$$

Для определения коэффициентов смещения зубчатых колес $Z_2 - Z_3$ необходимо учесть следующие особенности:

- коэффициент смещения для колеса Z_2 уже выбран;
- межосевое расстояние A_{12} определено (5) и не должно измениться, т.е. следует учесть условие соосности планетарного механизма.

5. Используя найденное межосевое расстояние $A_{23} = A_{12}$, определяем угол зацепления зубчатой пары колес $Z_2 - Z_3$ [1]:

$$\cos \alpha_{23} = m \frac{Z_p}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{A_{23}},$$

откуда

$$\alpha_{23} = \arccos \left(m \frac{Z_p}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{A_{23}} \right), \quad (6)$$

где $Z_p = Z_3 - Z_2$.

6. Используя найденный угол станочного зацепления колеса Z_2 и формулы для определения инволюты угла зацепления для зубчатой передачи внутреннего зацепления [1], определяем угол станочного зацепления колеса Z_3 :

$$\text{inv} \alpha_{c_3} = \frac{Z_p}{Z_3 - Z_u} \left(\text{inv} \alpha_{23} - \frac{2Z_u}{Z_p} \text{inv} \alpha_0 + \frac{Z_2 + Z_u}{Z_p} \text{inv} \alpha_{c_2} \right). \quad (7)$$

7. По найденному углу станочного зацепления определяем коэффициент смещения для Z_3 , используя зависимость [1]:

$$\xi_3 = \frac{\cos \alpha_0 \cdot (Z_3 - Z_u) - \cos \alpha_{c_3} \cdot (Z_3 - Z_u)}{2 \cos \alpha_{c_3}}. \quad (8)$$

Выбор коэффициентов смещения для пары колес $Z_1 - Z_2$ можно сделать, используя блокирующий контур, следовательно, для колес $Z_1 - Z_2$ будут выполнены все условия для нарезания и работы этой пары. Для пары колес $Z_2 - Z_3$ коэффициент смещения ξ_3 определяется в результате проведения расчетов из условия соосности [2], это говорит о том, что необходимо проверить ряд условий, выполнение которых необходимо для нарезания колеса Z_3 и обеспечения работы пары колес $Z_2 - Z_3$, либо, если известен блокирующий контур для пары $Z_2 - Z_3$, необходимо проверить: является ли точка $(\xi_2; \xi_3)$ внутренней точкой контура. В случае, если для коэффициентов смещения $(\xi_2; \xi_3)$ не выполнены условия, обеспечивающие безотказную работу пары колес $Z_2 - Z_3$, то проведение расчетов нужно повторить, изменив выбор $(\xi_1; \xi_2)$.

В случае наличия блокирующего контура для пары колес $Z_2 - Z_3$ определение коэффициентов (ξ_1, ξ_2, ξ_3) лучше провести, начиная с выбора коэффициентов (ξ_2, ξ_3) , так как для внешнего зацепления условия, описывающие область блокирующего контура, проверить легче и значительно быстрее. Порядок определения коэффициента смещения для

первого колеса ξ_1 будет следующим.

Используемый инструмент – долбяк.

1. Определяем станочные углы α_{c_2} и α_{c_3} зацепления для обоих колес [3]:

$$\alpha_{c_2} = \arccos \left(\cos \alpha_0 \cdot \frac{Z_2 + Z_u}{Z_2 + Z_u + 2 \cdot \xi_2} \right); \quad (9)$$

$$\alpha_{c_3} = \arccos \left(\cos \alpha_0 \cdot \frac{Z_3 - Z_u}{Z_3 - Z_u + 2 \cdot \xi_3} \right), \quad (10)$$

где ξ_2 и ξ_3 – коэффициенты смещения, задаваемые из блокирующего контура для пары колес $Z_2 - Z_3$ [3].

2. Находим инволюту угла зацепления α_{23} проектируемой передачи $Z_2 - Z_3$ [3]:

$$\text{inv} \alpha_{23} = \frac{Z_3 - Z_u}{Z_p} \cdot \text{inv} \alpha_{c_3} - \frac{Z_2 + Z_u}{Z_p} \cdot \text{inv} \alpha_{c_2} + 2 \cdot \frac{Z_u}{Z_p} \cdot \text{inv} \alpha_0, \quad (11)$$

где $Z_p = Z_3 - Z_2$.

3. Используя найденное значение инволюты угла зацепления, определяем угол зацепления, исходя из следующих соотношений:

$$\text{inv} \alpha = \text{tg} \alpha - \alpha. \quad (12)$$

4. Определяем межцентровое расстояние проектируемой передачи [3]:

$$A_{23} = m \cdot \frac{Z_p}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_{23}}. \quad (13)$$

Для определения коэффициентов смещения зубчатых колес $Z_1 - Z_2$ необходимо учесть следующие особенности:

- коэффициент смещения для колеса Z_2 уже выбран;
- межосевое расстояние A_{23} определено (13) и не должно измениться, т.е. следует учесть условие соосности планетарного механизма.

5. Используя найденное межосевое расстояние $A_{23} = A_{12}$, определяем угол зацепления зубчатой пары колес $Z_1 - Z_2$ [1]:

$$A_{12} = m \cdot \frac{Z_c}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_{12}},$$

откуда

$$\alpha_{12} = \arccos \left(m \cdot \frac{Z_c}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{A_{12}} \right), \quad (14)$$

где $Z_c = Z_1 + Z_2$.

6. Используя найденный угол станочного зацепления колеса Z_2 и формулы для определения инволюты угла зацепления для зубчатой передачи внешнего зацепления [1], определяем угол станочного зацепления колеса Z_1 :

$$\text{inv} \alpha_{c_1} = \frac{Z_c}{Z_1 + Z_u} \left(\text{inv} \alpha_{12} + \frac{2Z_u}{Z_c} \text{inv} \alpha_0 - \frac{Z_2 + Z_u}{Z_c} \text{inv} \alpha_{c_2} \right); \quad (15)$$

7. По найденному углу станочного зацепления определяем коэффициент смещения для Z_1 , используя зависимость [1]:

$$\xi_1 = \frac{\cos \alpha_0 \cdot (Z_1 + Z_u) - \cos \alpha_{c_1} \cdot (Z_1 + Z_u)}{2 \cos \alpha_{c_1}}. \quad (16)$$

Особенностью проведения расчетов является то, что условие соосности записывается через межцентровое расстояние смещенной передачи для каждой из пар связанных колес. Этот факт дает возможность при выполнении условия сборки изменить в небольших пределах (в некоторых случаях на 1-2 зуба в сторону увеличения или уменьшения) число зубьев сателлита планетарного механизма \overline{AI} , что не изменит общего передаточного отношения.

Блок-схема для определения коэффициентов смещения долбяка при нарезании зубьев планетарного механизма приведена на рис. 1.

Выводы. Предложены два способа определения коэффициентов смещения долбяка при нарезании зубчатых колес планетарного механизма \overline{AI} .

Показана возможность использования существующих блокирующих контуров для пары колес при определении коэффициентов смещения связанных колес.

Два приведенных алгоритма определения коэффициентов смещения долбяка для нарезания зубчатых колес планетарного механизма \overline{AI} дают возможность при использовании уже существующих блокирующих контуров для колес $Z_1 - Z_2$ и $Z_2 - Z_3$ нанести на них изолинии, определяющие связь коэффициентов смещения ξ_1 , ξ_2 и ξ_3 между собой.

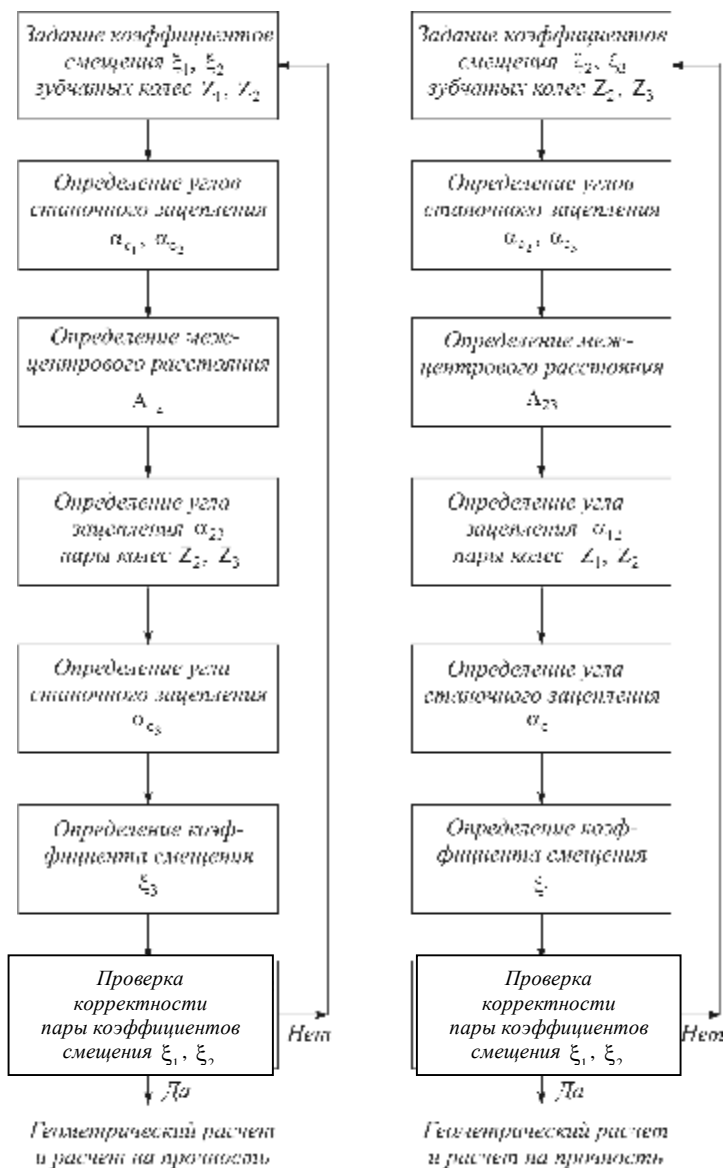


Рис. 1

Список литературы: 1. Гавриленко В.А. Зубчатые передачи в машиностроении. – М.: Машгиз, 1962. – 532 с. 2. Ткаченко В.А. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование). – Харьков: Издательский центр ХАИ. – 2003. – 446 с. 3. Ерофеев А.Ф. Нарезание колес внутреннего зацепления долбками. – М.: Машиностроение, 1967. – 140 с.

Поступила в редколлегию 10.05.2006